

518,954  
17 DEC 2004

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES  
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum  
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum  
31. Dezember 2003 (31.12.2003)

PCT

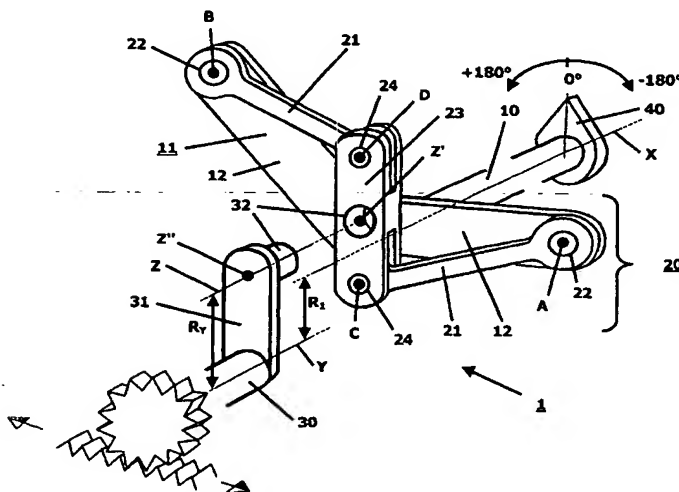
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2004/000628 A1**

- (51) Internationale Patentklassifikation<sup>7</sup>: **B62D 3/02**, 1/20, F16H 21/34
- (71) Anmelder und  
(72) Erfinder: **BLESS, Werner, M.** [CH/CH]; Weidstrasse 33, CH-8808 Pfäffikon (CH). **ROTT, Erwin** [CH/CH]; Sonnenbühlweg 3, CH-8630 Rüti (CH).
- (21) Internationales Aktenzeichen: **PCT/CH2003/000399**
- (74) Anwalt: **DR. SCHNEIDER & PARTNER AG**; Gotthardstr. 54, PO Box 530, CH-8027 Zürich (CH).
- (22) Internationales Anmeldedatum:  
20. Juni 2003 (20.06.2003)
- (25) Einreichungssprache: **Deutsch**
- (81) Bestimmungsstaaten (*national*): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.
- (26) Veröffentlichungssprache: **Deutsch**
- (30) Angaben zur Priorität:  
1057/02 20. Juni 2002 (20.06.2002) CH  
1049/02 20. Juni 2002 (20.06.2002) CH  
1058/02 20. Juni 2002 (20.06.2002) CH

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: **PROGRESSIVE TRANSLATION MECHANISM**

(54) Bezeichnung: **PROGRESSIVER ÜBERSETZUNGSMECHANISMUS**



(57) Abstract: The invention relates to a translation mechanism (20) on a progressive gear (1), preferably a steering gear on a vehicle, with an input shaft (10) and an output shaft (30). Said translation mechanism (20) comprises three moving parts (21, 23), which are jointed together and fixed to levers (11, 31) on the input shaft (10) and the output shaft (30), such that a translation with a linear progression in the range  $-180^\circ$  to  $+180^\circ$  is achieved from the input shaft (11) to the output shaft (30). The advantage of said translation mechanism (20) lies in the lack of play in the mechanism and the direct force transfer due to the suitable relative angles of the individual components and the economical production thereof.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Übersetzungsmechanismus (20) eines progressiven Getriebes (1), vorzugsweise eines Lenkgetriebes eines Fahrzeuges, das eine Antriebswelle (10) und eine Abtriebswelle (30) umfasst. Der erfindungsge-  
mässe Übersetzungsmechanismus (20) besteht aus drei beweglichen Teilen (21, 23), die gelenkig miteinander verbunden sind und derart an Hebeln (11, 31) auf der Antriebswelle (10) und auf der Abtriebswelle (30) befestigt sind, dass eine Übersetzung mit einer linearen Progression von der Antriebswelle (11) auf die Abtriebswelle (30) in den Bereichen  $-180^\circ$  bis  $+180^\circ$  erreicht wird. Der Vorteil dieses Übersetzungsmechanismus (20) liegt in der Spielfreiheit der Mechanik und der direkten Kraftübertragung dank geeigneter Winkel der einzelnen Komponenten zueinander sowie in seiner kostengünstigen Herstellung.

WO 2004/000628 A1



(84) **Bestimmungsstaaten (regional):** ARIPO-Patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches Patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI-Patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht

*Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.*

## PROGRESSIVER ÜBERSETZUNGSMECHANISMUS

Die Erfindung betrifft einen Übersetzungsmechanismus eines progressiven Getriebes zwischen einer Antriebswelle und einer Abtriebswelle.

Progressive Getriebe werden vielerorts eingesetzt. Eine der wichtigsten Anwendungen sind Lenkgetriebe aller Art, vornehmlich aber Lenkgetriebe von gesteuerten Fortbewegungsmitteln aller Art, beispielsweise Lenkgetriebe von Fahrzeugen.

Ein Getriebe ist eine Vorrichtung zur Weiterleitung oder Umformung von Bewegungen. Hier von Interesse sind Getriebe, die eine Drehbewegung einer Antriebswelle in eine Drehbewegung einer Abtriebswelle umsetzen. Im Falle eines Lenkgetriebes eines Fahrzeuges ist die Antriebswelle direkt oder indirekt mit einem Lenkrad gekoppelt, während die Abtriebswelle mit einem geeigneten Mechanismus gekoppelt ist, der eine Richtungsänderung des zu lenkenden Fahrzeuges verursacht. Bei einer Zahnstangenlenkung umfassen diese Mechanismen üblicherweise ein Ritzel, das an die Abtriebswelle gekoppelt ist und eine Zahnstange, in die das Ritzel greift. Beim Drehen am Lenkrad wird die Zahnstange verschoben und schwenkt mittels Spurstangen die zu lenkenden Räder. Andere Beispiele für diese Mechanismen umfassen unter anderem Schneckenrollenlenkungen und Kugelumlauf lenkungen.

Im Gegensatz zu Getrieben mit einer linearen Beziehung zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle weisen progressive Getriebe ein nichtlineares Verhältnis zwischen der Drehung der Antriebswelle und der Drehung der Abtriebswelle auf.

Beim Beispiel eines Fahrzeuges ist die Wirkung einer Drehung des Lenkrades um einen bestimmten Winkel demnach abhängig von der momentanen Stellung dieses Lenkrades. Vorteilhafterweise ist diese Wirkung klein in der Geradeausstellung des Lenkrades und wird grösser, je weiter das Lenkrad eingeschlagen ist. Dies gewährleistet bei hohen Geschwindigkeiten eine präzise Lenkung um die Geradeausstellung, da selbst eine relativ grosse Bewegung des Lenkrades lediglich eine kleine Richtungsänderung der Fahrspur verursacht. Beim Manövrieren hingegen, wenn das Lenkrad bereits stark eingeschlagen ist, verursacht eine kleine Drehbewegung einer progressiven Lenkung bereits eine relativ grosse Spuränderung. Dies ist speziell beim Parkieren erwünscht, um effizient von einem Anschlag der Radstellung zum anderen Anschlag wechseln zu können.

In der EP 0 915 003 B1 (Wandfluh) wird eine Fahrzeuglenkung mit variablem Übersetzungsverhältnis vorgestellt, die insgesamt vier Drehachsen enthält, die sich alle in einem Punkt schneiden. Der Nachteil dieser Lenkung besteht darin, dass die Hebel nicht in einer Ebene liegen sondern steile Winkel zueinander aufweisen. Diese technisch heikle und instabile Lösung ist toleranzempfindlich und fordert einen hohen Aufwand an die Genauigkeit der Teile, um nicht zu viel Spiel aufzuweisen. Dies führt zu hohen Montagekosten, da die Lager mit hohem Aufwand präzise eingestellt werden müssen. Durch die Steilheit der Lenkung nimmt die Feinfühligkeit der Lenkung ab, weil das Gefühl für die Lenkung über die steile Abwinkelung verloren geht. Die relativ tote Lenkung im Bereich der Geradeausfahrt wechselt bei einem Lenkradeinschlag von etwa  $75^\circ$  ziemlich abrupt in eine Lenkung mit starker Progression, wie aus der Figur 6 der zitierten Schrift hervorgeht. Aus derselben Figur geht weiterhin hervor, dass der maximal mögliche Einschlagswinkel des Lenkrades beidseitig auf  $105^\circ$  begrenzt ist. Dies ist ein weiterer Nachteil dieser Lösung, da der gesamte Lenkbereich bereits in  $210^\circ$  erfolgt werden muss.

Die Schrift DE 195 19 588 A1 (Honda) stellt ein weiteres Lenkgetriebe mit einer progressiven Charakteristik vor. Die Variabilität des Übersetzungsverhältnisses beruht bei diesem Lenkgetriebe darauf, dass die Abtriebswelle des Lenkgetriebes bezüglich dessen Antriebswelle zwar parallel verlaufend, aber versetzt (exzentrisch) angeordnet ist. Zur Kupplung der Antriebswelle mit der Abtriebswelle ist ein Zwischenelement zwischen den beiden Wellen angeordnet, das im Wesentlichen die Funktion einer Schubkurbel (Schubgelenk kombiniert mit Drehgelenk) hat und das Drehmoment von der Antriebswelle bez. einer mit der Antriebswelle drehfest verbundenen Verlängerung auf die Abtriebswelle überträgt. Die Tendenz der Wirkung eines solchen Lenkgetriebes ist wohl erwünscht, da das Lenkverhalten harmonisch progressiv mit steigender Auslenkung des Lenkrades wächst. Die Ausführung gemäss der erwähnten Schrift lässt allerdings keinen spielfreien Verlauf zu.

In der EP 0 915 003 B1 ist eine umfangreiche Liste mit weiteren bekannten Lösungen für progressive Lenkgetriebe mit den verschiedenen technischen Realisierungen und deren Schwachstellen angegeben.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, einen progressiven Übersetzungsmechanismus eines Getriebes zu schaffen, das sich als Lenkgetriebe für Fahrzeuge eignet und das sich dadurch auszeichnet, dass der Übersetzungsmechanismus toleranzunempfindlich ist, ohne Einstellungen spielfrei arbeitet und ein günstiges Kräfteverhältnis aufweist. Zudem soll die Ausführung platzsparend und nach Möglichkeit in einer Platte untergebracht sein.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäss gelöst durch die Kennzeichen des Anspruchs 1.

Die Erfindung wird nachfolgend unter Bezugnahme auf die Zeichnungen näher beschrieben. Es zeigen:

- Fig. 1a Eine perspektivische, schematische Explosionsdarstellung einer möglichen Ausführung des erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus von der Abtriebswelle her betrachtet;
- Fig. 1b Eine andere perspektivische, schematische Darstellung einer möglichen Ausführung des erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus von der Abtriebswelle her betrachtet, teilweise zusammengebaut;
- Fig. 2 Eine Darstellung eines möglichen Bewegungsverlaufes der Achse eines Abtriebsgelenkes;
- Fig. 3 Eine graphische Darstellung verschiedener Positionen der Schenkel und des Kopplers während einer halben Umdrehung des Lenkrades und
- Fig. 4 Eine graphische Darstellung verschiedener Punkte des Abtrieb gelenkes während einer Umdrehung.

Die Figuren 1a und 1b zeigen, in etwas verschiedenen Ausführungen und Darstellungen, eine Antriebswelle 10 mit einer Achse X, eine Abtriebswelle 30 mit einer Achse Y und einen Übersetzungsmechanismus 20. An der Antriebswelle 10 ist ein mit diesem drehfest verbundenes Lenkrad 40 symbolisch dargestellt. Am anderen Ende der Antriebswelle 10 ist ein Antriebshebel 11 ebenfalls drehfest an dieser befestigt. Er kann in eine Platte ausgestaltet sein, gemäss Fig. 1a, oder in zwei Flügel 12, gemäss Fig. 1b. Es kann jede andere Form des Antriebshebels 11 gewählt werden, die eine distanzierte, gelenkige Befestigung von zwei beweglichen Teilen an den gewünschten Stellen ermöglicht. Die im Folgenden verwendete Bezeichnung der Flügel soll nicht einschränkend gedeutet werden.

Die Achse Y der Abtriebswelle 30 verläuft im Wesentlichen parallel zur Achse X der Antriebswelle 10 unter Aufweisung eines Versatzes  $R_1$ . Ein Abtriebshebel 31 ist drehfest an der Abtriebswelle 30 verbunden.

Der Übersetzungsmechanismus 20 weist drei bewegliche Teile auf, namentlich zwei Schenkel 21 und einen Koppler 23. An jedem äusseren Ende der beiden Flügel 12 des Antriebshebels 11 ist einer der Schenkel 21 einseitig durch ein Schenkelgelenk 22 angebracht. Die beiden anderen Enden der Schenkel 21 sind mit dem Koppler 23 durch Kopplungsgelenke 24 verbunden.

Im Bereich zwischen den beiden Kopplungsgelenken 24 am Koppler 23 befindet sich eine Vorrichtung für ein Abtriebsgelenk 32, an dem der Abtriebshebel 31 angebracht wird. Alle diese Gelenke 22, 24, 32 lassen Schwenkbewegungen in einer Ebene senkrecht zur Antriebswelle 10 zu und verhindern gleichzeitig Bewegungen in jede andere Richtung.

Die Andeutung eines Ritzels und einer Zahnstange an der Antriebswelle 10 dienen lediglich zur Veranschaulichung eines möglichen Mechanismus einer Lenkung und soll in keiner Weise einschränkend gedeutet werden.

Ein weiterer Unterschied der Figuren 1a und 1b ist die Ausgestaltung der Gelenke 24. Prinzipiell sind verschiedene Ausgestaltungen denkbar und möglich. Entscheidend ist allerdings für diese Erfindung, dass die Gelenke 22, 24, 32 platzsparend ausgestaltet sind und Bewegungen in einer Ebene zulassen, sodass der Übersetzungsmechanismus 20 flach ausgestaltet werden kann. Dadurch kann er plattenförmig verpackt werden.

Als Gelenke können Wälzlager oder Gleitlager, verwendet werden, oder es kann jede äquivalente Lösung angewandt werden, die der Fachwelt bekannt ist.

Die Achsen X der Antriebswelle 10 und Y der Abtriebswelle 30 müssen nicht notwendigerweise parallel sein. Durch Verwendung sphärischer Lager kann das Einstellen der Lenkradneigung ermöglicht werden.

Die Funktionsweise des Getriebes wird im Folgenden unter Bezug der Figuren 2, 3 und 4 beschrieben:

In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel sind die Schenkel 21 gleich lang, die Achsen A und B der beiden Schenkelgelenke 22 weisen einen ungleichen Abstand von der Achse X der Antriebswelle 10 auf und die Achse Z' des Abtriebsgelenks 32 auf dem Koppler 23 (Fig. 1) befindet sich mittig zwischen den Achsen C und D der Kopplungsgelenke 24. Die beweglichen Teile 21, 23 des Übersetzungsmechanismus 20 können in einer festen Lage des Lenkrades 40 eine periodische Bewegung mit EINEM Freiheitsgrad ausführen. Die Achse Z' des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Koppler 23 durchläuft bei dieser Bewegung eine geschlossene Bahn, die als Projektion auf die Fläche des Antriebshebels 11 in der Form einer langgezogenen Acht dargestellt werden kann. Ein Beispiel einer solchen Bahn ist, als gestrichelte lange "8", in Figur 2 dargestellt. Dabei lässt sich feststellen, dass ein weiter mittlerer Bereich dieser Kurve eine Gerade g darstellt. Bei der erfindungsgemässen Anordnung wird jeweils die Achse Z' des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Koppler 23 von der gesamten möglichen beschriebenen Bahn lediglich ein Bereich durchlaufen innerhalb eines der Geradestücke, das mit g bezeichnet ist.

Erfindungsgemäss ist darauf zu achten, dass die Positionen der Achsen A und B der beiden Schenkelgelenke 22 auf dem Antriebshebel 11 so gewählt werden, dass das Geradestück g durch die Achse X der Antriebswelle 10 verläuft.

Der Bahnmittelpunkt M der beschriebenen Bahnkurve mit der Form einer Acht liegt mittig zwischen den zwei Achsen A und B der beiden Schenkelgelenke 22. Der Abstand vom Bahnmittelpunkt M



zur Achse X der Antriebswelle 10 wird mit  $R_2$  bezeichnet. Die Position des Bahnmittelpunktes M relativ zur Achse X der Antriebswelle 10 kann als momentane Stellung des Lenkrades 40 interpretiert werden. Demnach wandert der Bahnmittelpunkt M während einer Drehung des Lenkrades 40 von  $-180^\circ$  bis  $+180^\circ$  auf einer Kreisbahn m um die Achse X der Antriebswelle 10 mit dem Radius  $R_2$ .

Die Achse Z'' des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Abtriebshebel 31 (Fig. 1) beschreibt während der Bewegung der Drehung der Abtriebswelle 30 eine Kreisbahn k um Achse Y der Abtriebswelle 30 mit dem Radius  $R_Y$ , der durch den Abstand der Achse Y der Abtriebswelle 30 zur Achse Z'' des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Abtriebshebel 31 gegeben ist. Dieser Kreis k ist in Fig. 2 dargestellt.

Da in der Achse Z des Abtriebsgelenkes 32 stets die Achse Z' des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Koppler 23 mit der Achse Z'' des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Abtriebshebel 31 vereint ist, liegt die Achse Z des Abtriebsgelenkes 32 stets auf dem gemeinsamen Schnittpunkt des Geradestückes g (möglicher Aufenthaltsbereich von Z') mit dem Umlaufkreis k des Abtriebshebels 31 (möglicher Aufenthaltsbereich von Z''). Dies gilt für jede beliebige Winkelstellung des Lenkrades 40.

In der Figur 3 sind die Schenkel 21 und der Koppler 23 symbolisch als Striche dargestellt in den Positionen  $0^\circ$ ,  $45^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $135^\circ$  und  $180^\circ$ . Die Position  $0^\circ$  entspricht der Stellung des Getriebes 1 der grössten Übersetzung und entspricht der Stellung der Geradeausfahrt im Anwendungsbeispiel eines Lenkgetriebes.

Dieses bevorzugte Ausführungsbeispiel ist derart proportioniert, dass während der Geradeausfahrt sowohl der Koppler 23 als auch das Geradestück g in der Verbindungsgeraden n liegt, in der auch die Achsen X der Antriebswelle 10 und Y der Ab-

triebswelle 30 liegen. Die Achse Z des Abtriebsgelenkes 32 liegt während der Geradeausfahrt ebenfalls auf dieser Geraden n. Die beiden Abstände der Achsen A und B der beiden Schenkelgelenke 22 zur Achse X der Antriebswelle 10 sind in diesem Ausführungsbeispiel ebenfalls unterschiedlich lang. Beim Drehen des Lenkrades 40 um einen Winkel dreht sich das Geradestück g um die Achse X der Antriebswelle 10 um denselben Winkel wie das Lenkrad 40. Gleichzeitig verschiebt sich die Achse Z des Abtriebsgelenkes 32 entlang dem Kreis k um die Achse Y der Abtriebswelle 30. Die einzelnen Punkte  $Z_i$  ( $i = 0, 1, 2, 3, 4$ ) bezeichnen die momentanen Stellungen des Abtriebsgelenkes 32 um die Achse Y der Abtriebswelle 30, wobei der Drehwinkel zwischen den einzelnen Stellungen der Antriebswelle 10 jeweils  $45^\circ$  betragen. Die Verteilung der Stellungen  $Z_i$  auf dem Kreis k vermitteln das linear progressive Verhalten des Übersetzungsmechanismus 20.

Die einzelnen momentanen Stellungen der Achsen  $Z_i$  des Abtriebsgelenkes 32 sind in der Figur 4 nochmals dargestellt. Die Antriebswelle 10 lässt sich in jede Richtung um  $180^\circ$  drehen. Die durch den erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus 20 umgesetzte Bewegung der Antriebswelle 10 führt bei dieser Bewegung zu einer Drehung der Abtriebswelle 30 um ebenfalls  $180^\circ$  in jede Richtung, wobei die Winkelinkremente der Antriebsdrehung nicht linear zu den Winkelinkrementen der Abtriebsdrehung stehen. Dies geht aus Fig. 4 hervor.

Da die Abstände der beiden Achsen A und B der Schenkelgelenke 22 zu den Achsen C, D der Kopplungsgelenke 24 in der Figur 3 gleich lang sind und das Abtriebsgelenk 32 im Zentrum des Kopplers 23 angebracht ist, weisen die beiden Schenkel 21 während der Geradeausfahrt im Wesentlichen denselben Winkel zur Geraden n auf, der generell zwischen  $45^\circ$  und  $90^\circ$ , vorzugsweise zwischen  $70^\circ$  und  $80^\circ$  liegt und in diesem Beispiel etwa  $75^\circ$  beträgt. Demzufolge weisen beide Achsen A und B der Schenkelge-

lenke 22 dieselben Abstände zur Geraden  $n$  auf, in der die Achsen  $X$  der Antriebswelle 10 und  $Y$  der Abtriebswelle 30 liegen.

Der in Fig. 2 gezeigte Abstand  $R_2$  von der Achse  $X$  zum Bahnmittelpunkt  $M$  auf dem Geradestück  $g$  ist erfindungsgemäss in der gleichen Grössenordnung wie der Radius  $R_Y$  der Kreisbahn  $k$  um die Achse  $Y$  der Abtriebswelle 30, jedenfalls mindestens halb so gross und nicht grösser als doppelt so gross.

Die Bewegung in diesem Bereich um den Bahnmittelpunkt  $M$  ist vorteilhaft für die Kräfteübertragung von der Antriebswelle 10 auf die beweglichen Teile 21, 23, weil keine steilen Winkel der einzelnen beweglichen Teile zueinander auftreten. Die direkteste Kraftübertragung wird jeweils erreicht, wenn die Krafteinlenkungsrichtung in der Bewegungsrichtung des zu bewegendes Teiles liegt. In der erfinderischen Anordnung bedeutet dies, dass die beweglichen Teile möglichst senkrecht zueinander stehen sollten. Die Längen- und Abstandsverhältnisse des Übersetzungsmechanismus 20 sollten demnach vorteilhafterweise so gewählt werden, dass die Winkel zwischen den Schenkeln 21 und dem Koppler 23 während der gesamten Drehung der Lenkung nicht spitzer als  $45^\circ$  und nicht stumpfer als  $135^\circ$  werden.

Es hat sich als sinnvoll erwiesen, den Abstand der Achsen  $A$  und  $B$  der Schenkelgelenke 22 von der Geraden  $n$  in der Grössenordnung vom Doppelten Radius  $R_Y$  des Umlaufkreises  $k$  der Achse  $Z$  des Abtriebshebels 31 um die Achse  $Y$  der Abtriebswelle 30 zu wählen ( $2R_Y$ ). Je grösser dieser Abstand ist, desto direkter sind die Kraftübertragungen dank den wenig von  $90^\circ$  abweichenden Winkeln. Andererseits beansprucht das Getriebe 1 mehr Platz, je weiter die von der Achse  $X$  der Antriebswelle 10 entferntere Achse  $A$  oder  $B$  der Schenkelgelenke 22 entfernt sind, da bei einer Umdrehung der Antriebswelle 10 die gesamte Kreisfläche um die Achse  $X$  der Antriebswelle 10 mit dem Radius des längeren Flügels 12 des Antriebshebels 11 beansprucht wird.

Demzufolge ist oft eine Kompromisslösung wünschenswert, die von der optimalen geometrischen Lage abweicht zu Gunsten eines kleineren Platzbedarfes des gesamten Getriebes 1.

Die Schenkel 21 müssen nicht zwingend gleich lang gewählt werden und das Abtriebsgelenk 32 muss nicht zwingend in der Mitte des Kopplers 23 sein. Für eine Lenkung ist eine solche Asymmetrie allerdings nicht erwünscht, da dadurch ein asymmetrisches Lenkverhalten beim links resp. rechts Drehen des Lenkrades 40 auftritt. Für andere Anwendungen, bei denen diese Symmetrie nicht erforderlich ist, ist ein solches Getriebe 1 allerdings denkbar.

Längenverhältnisse und Winkel einer bevorzugten Ausführungsform lassen sich aus Fig. 3 herauslesen resp. abmessen.

Für die Anwendung einer Lenkung eines Fahrzeuges haben sich Grössenverhältnisse als günstig erwiesen, in denen der Gesamtdurchmesser des Platzbedarfes zwischen 15 cm und 35 cm betragen. Dazu wird vorzugsweise der Abstand der Achsen A und C resp. B und D der Gelenke 22, 24 auf den Schenkeln 21 zwischen 60 und 100 mm Länge, vorzugsweise zwischen 80 und 90 mm, gewählt. Es hat sich als vorteilhaft erwiesen, wenn der Koppler 23 kürzer ist als die Schenkel 21. Ein Abstand der Achsen C und D der Kopplungsgelenke 24 auf dem Koppler 23 von zwischen 40 und 80 mm, vorzugsweise von zwischen 60 und 70 mm, erwies sich als geeignet. Weiter wird ein Abstand  $R_y$  der Achsen Y der Abtriebswelle 30 und Z des Abtriebsgelenkes 32 auf dem Abtriebshebel 31 von zwischen 30 und 70 mm, vorzugsweise von zwischen 40 und 50 mm, angestrebt.

Der Versatz  $R_1$  der Achsen X der Antriebswelle 10 und Y der Abtriebswelle 30 ist für die Höhe der Progression verantwortlich. Sinnvolle Grössenordnungen von diesem Versatz  $R_1$  liegen zwischen 10% und 100% vom Abstand  $R_y$  der Achse Z des Abtriebshebels 31 um die Achse Y der Abtriebswelle 30. Untersuchungen

aus der Praxis haben ergeben, dass bei einer Geradeausfahrt eine Übersetzung von der Grössenordnung von 20:1 von der Lenkraddrehung zur Radrichtungsänderung für den Fahrer als komfortabel und stabil angesehen wird. Beim Volleinschlag der Räder sollte dieses Verhältnis auf einen Bereich zwischen 3:1 und 2:1, vorzugsweise bei etwa 2.5:1 liegen. Dies wird beispielsweise erreicht, indem der Versatz  $R_1$  zwischen der Achse X der Antriebswelle 10 und der Achse Y der Abtriebswelle 30 etwa 70% des Abstandes  $R_y$  der Achse Z des Abtriebshebels 31 zu der Achse Y der Abtriebswelle 30, jedenfalls aber zwischen 50 und 90 % davon beträgt.

Das Übersetzungsverhältnis einer Lenkung, die mit einem erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus 20 ausgestattet ist, kann demnach durch Veränderung des Verhältnisses  $R_1$  zu  $R_y$  jederzeit den jeweiligen Anforderungen angepasst werden, insbesondere auch während der Fahrt. Dazu kann beispielsweise eine der Achsen X der Eingangswelle oder Y der Ausgangswelle relativ zur anderen verschoben werden.

Sämtliche Masse können von den obigen Angaben der idealen Verhältnisse abweichen, solange der mechanische Umlauf gewährleistet bleibt. Obwohl die Kraftübertragungen dann nicht mehr optimal sind, können andere Masse und Proportionen in gewissen Anwendungsbereichen vorteilhaft sein, beispielsweise um den gesamten Platzbedarf des Getriebes zu verringern oder um die Hebelwirkung in bestimmten Lagen der Drehung zu erhöhen.

Beim Einsatz eines erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus 20 ist es zusätzlich denkbar, die Zahnstange und/oder das Ritzel einer an das Getriebe 1 angekoppelte Zahnstangenlenkung ebenfalls progressiv anzuordnen, um die Progression um etwa weitere 30-35% zu verstärken.

Das hier beschriebene Getriebe 1 lässt sich mit jeder anderen Art von Lenkung ebenso gut kombinieren wie mit einer hier be-

schriebenen Zahnstangenlenkung. Herkömmliche Massnahmen wie eine Servolenkung, Sollbruchstellen und jede denkbare Art eines Lenksystems sowie Winkelgetriebe sind in gleicher Weise wie bisher einsetzbar.

Jedes herkömmliche Fahrzeug lässt sich auch mit einer geeigneten Ausführung eines solchen erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus 20 nachrüsten. Um beispielsweise die Anpassung an das bestehende Ritzel einer Zahnstangenlenkung vorzunehmen, lässt sich ein Planetengetriebe auf der Abtriebswelle 30 anbringen, das die erforderliche Umsetzung aufweist, damit der gewünschte Weg der Zahnstange bei jeweils einer Lenkradumdrehung von  $-180^\circ$  bis  $+180^\circ$  erreicht wird.

Die progressive Übersetzung nach dieser Erfindung kann neben ihrem Hauptanwendungsgebiet, der progressiven Fahrzeuglenkung, auch auf anderen Gebieten eingesetzt werden, beispielsweise beim Antrieb von Fahrrädern, wobei die Antriebskette von der Abtriebswelle angetrieben wird und das Übersetzungsgetriebe derart ausgebildet ist, dass bei maximaler Wirksamkeit des Druckes auf die Fahrradpedalen, also bei im Wesentlichen horizontaler Stellung der mit der Abtriebswelle drehfest verbundenen Fahrradkurbel, die maximale Übersetzung des Übersetzungsgetriebes und bei minimaler Wirksamkeit des Druckes auf die Fahrradpedalen, also bei im Wesentlichen vertikaler Stellung, der mit der Abtriebswelle drehfest verbundenen Fahrradkurbel, die minimale Übersetzung des Übersetzungsgetriebes gegeben ist.

Vorteile dieses erfindungsgemässen Übersetzungsmechanismus 20 sind das günstige Kraftverhältnis der Abtriebswelle 10 auf die Abtriebswelle 30, die Spielfreiheit und Unempfindlichkeit der Toleranz ohne Feineinstellungen sowie die einfache und günstige Herstellung und Montage des Getriebes 1.

Die vorliegende Erfindung schafft ein praktisch linear progressives Getriebe, das sich als Lenkgetriebe für Fahrzeuge, insbesondere für Motor- und Muskelkraft betriebene Fahrzeuge eignet. Prinzipiell lassen sich Eingangswelle und Ausgangswelle vertauschen. Die gewählten Bezeichnungen sollen nicht einschränkend für die Krafteinleitungsrichtung gedeutet werden.

Zudem kann eine vorteilhafte Progression erreicht werden, bei der das Verhältnis von Lenkwinkel zu Spurwinkel bei der Geradeausfahrt etwa 20 zu 1 beträgt und bis zum Bereich des vollen Einschlags linear auf etwa das 8-fache abnimmt auf etwa das Verhältnis 2.5 zu 1.

**Liste der Bezeichnungen**

- 1     Getriebe
- 10    Antriebswelle
- 11    Antriebshebel
- 12    Flügel des Antriebshebels
- 20    Übersetzungsmechanismus
- 21    Schenkel
- 22    Schenkelgelenke
- 23    Koppler
- 24    Kopplungsgelenke
- 30    Abtriebswelle
- 31    Abtriebshebel
- 32    Abtriebsgelenk
- 40    Lenkrad
- A, B   Achsen der Schenkelgelenke
- C, D   Achsen des Kopplungsgelenkes
- $R_1$     Versatz zwischen der Achse X der Antriebswelle und der Achse Y der Abtriebswelle
- $R_2$     Abstand vom Bahnmittelpunkt M zwischen den Achsen A und B der beiden Schenkelgelenke zur Achse X der Antriebswelle
- $R_y$     Radius des Umlaufkreises K der Achse Z des Abtriebshebels um die Achse Y der Abtriebswelle
- g     Geradestück
- k     Umlaufkreis der Achse Z des Abtriebshebels um die Achse Y der Abtriebswelle mit dem Radius  $R_y$
- M     Bahnmittelpunkt zwischen den Achsen A und B der beiden Schenkelgelenke
- n     Verbindungsgerade durch die Achse X der Antriebswelle und die Achse Y der Abtriebswelle
- X     Achse der Antriebswelle
- Y     Achse der Abtriebswelle
- Z     Achse des Abtriebsgelenkes
- Z'    Achse des Abtriebsgelenkes auf dem Koppler
- Z''   Achse des Abtriebsgelenkes auf dem Abtriebshebel



**Patentansprüche**

1. Übersetzungsmechanismus (20) eines progressiven Getriebes (1), vorzugsweise eines Lenkgetriebes eines Fahrzeuges, zwischen einer Antriebswelle (10) und einer Abtriebswelle (30), die auch vertauscht werden können, gekennzeichnet durch einen Antriebshebel (11), der drehfest mit der Antriebswelle (10) verbindbar ist, sowie zwei Schenkel (21), die einseitig mit Schenkelgelenken (22) je am Antriebshebel (11) distanziert verbunden sind, sowie einen Koppler (23), der distanziert mit den anderen Enden der Schenkel (21) verbunden ist, sowie einem Abtriebshebel (31), der drehfest mit der Abtriebswelle (30) verbindbar ist und der in einem Versatz ( $R_Y$ ) zur Achse (Y) der Abtriebswelle (30) am Koppler (23) verbunden ist, wobei die Achsen (X, Y)' der Antriebswelle (10) und der Abtriebswelle (30) im wesentlichen parallel verlaufen und einen Versatz ( $R_1$ ) aufweisen und wobei alle nicht drehfesten Verbindungen Schwenkbewegungen in einer Ebene im wesentlichen quer zu den Achsen (X, Y) der Antriebswelle (10) und der Abtriebswelle (30) zulassen.
2. Übersetzungsmechanismus nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass alle Längen- und Abstandsverhältnisse derart gewählt sind, dass in der fertig montierten Lage der Umlauf der Antriebswelle (10) und der Abtriebswelle (30) mechanisch gewährleistet ist.
3. Übersetzungsmechanismus nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass das Verhältnis vom Versatz ( $R_1$ ) zwischen den Achsen (X) der Antriebswelle (10) und (Y) der Abtriebswelle (30) zum Versatz ( $R_Y$ ) der Achsen (Z) des Abtriebsgelenkes (32) und (Y) der Abtriebswelle (30) mindestens zwischen 1:10 und 10:10, vorzugsweise zwischen 5:10 und 9:10 und idealerweise um 7:10 liegt.

4. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Achsen (A, B) der Schenkelgelenke (22) und die Achse (X) der Antriebswelle (10) ein Dreieck bilden, wobei die Abstände der Schenkelgelenke (22) zur Achse (X) der Antriebswelle (10) ungleich sind.
5. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass die Schenkel (21) gleich lang sind.
6. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Winkel zwischen den Schenkeln (21) und dem Koppler (23) während eines Umlaufs nicht spitzer als  $45^\circ$  und nicht stumpfer als  $135^\circ$  werden.
7. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Durchmesser des gesamten Platzbedarfes des Getriebes (1) während der Drehung zwischen 15 cm und 35 cm beträgt.
8. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass es mit einem Planetengetriebe an der Abtriebswelle (30) versehen ist.
9. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 7, gekennzeichnet durch eine plattenförmige Ausgestaltung.
10. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 9, gekennzeichnet durch eine mindestens annähernde lineare Progression und ein symmetrisches Verhalten in beiden Richtungen der Grundstellung.
11. Übersetzungsmechanismus nach einem der Ansprüche 1 bis 10, gekennzeichnet durch einen variablen Versatz ( $R_1$ ) zwischen den Achsen (X) der Antriebswelle (10) und (Y) der Abtriebswelle (30).

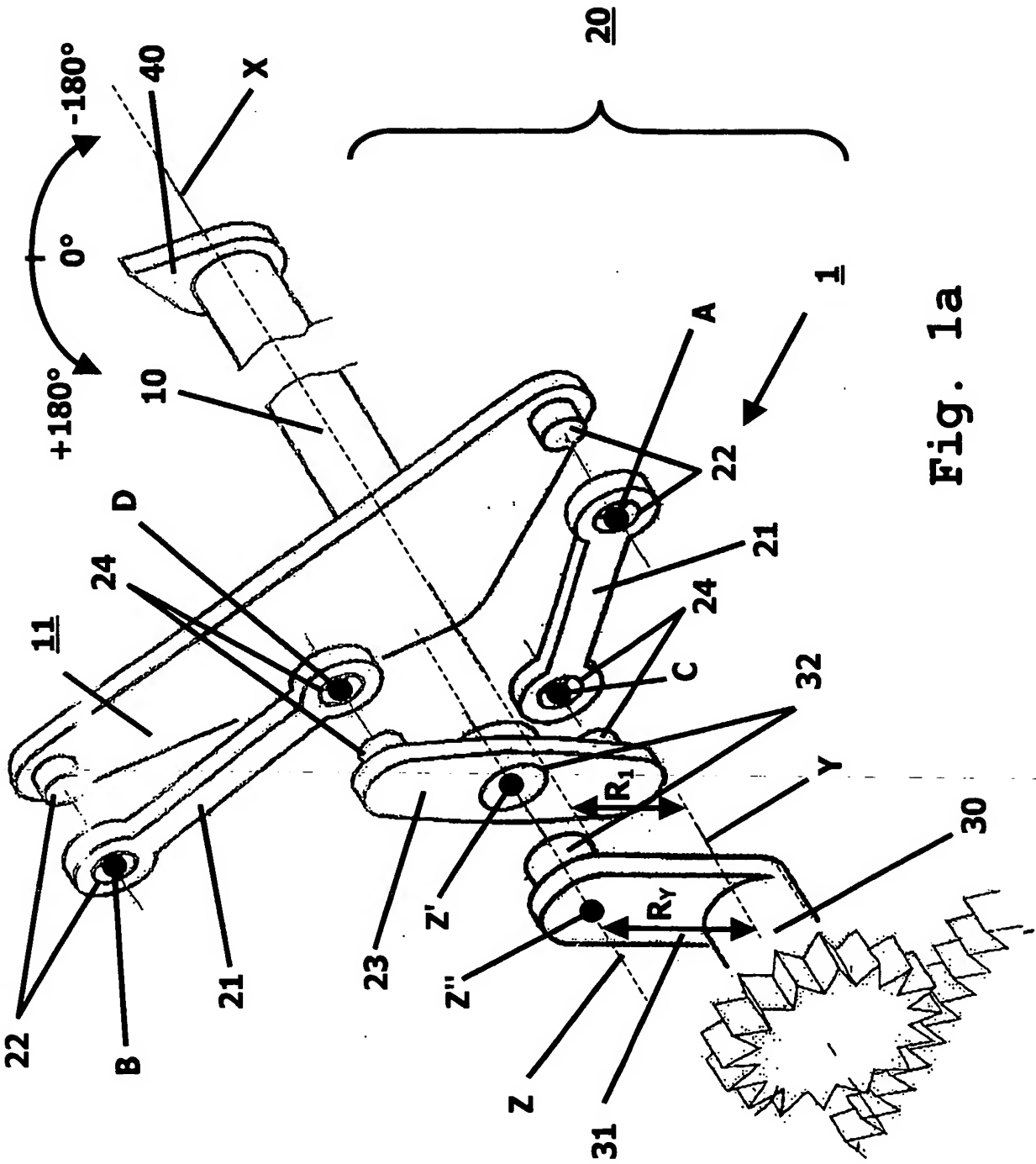
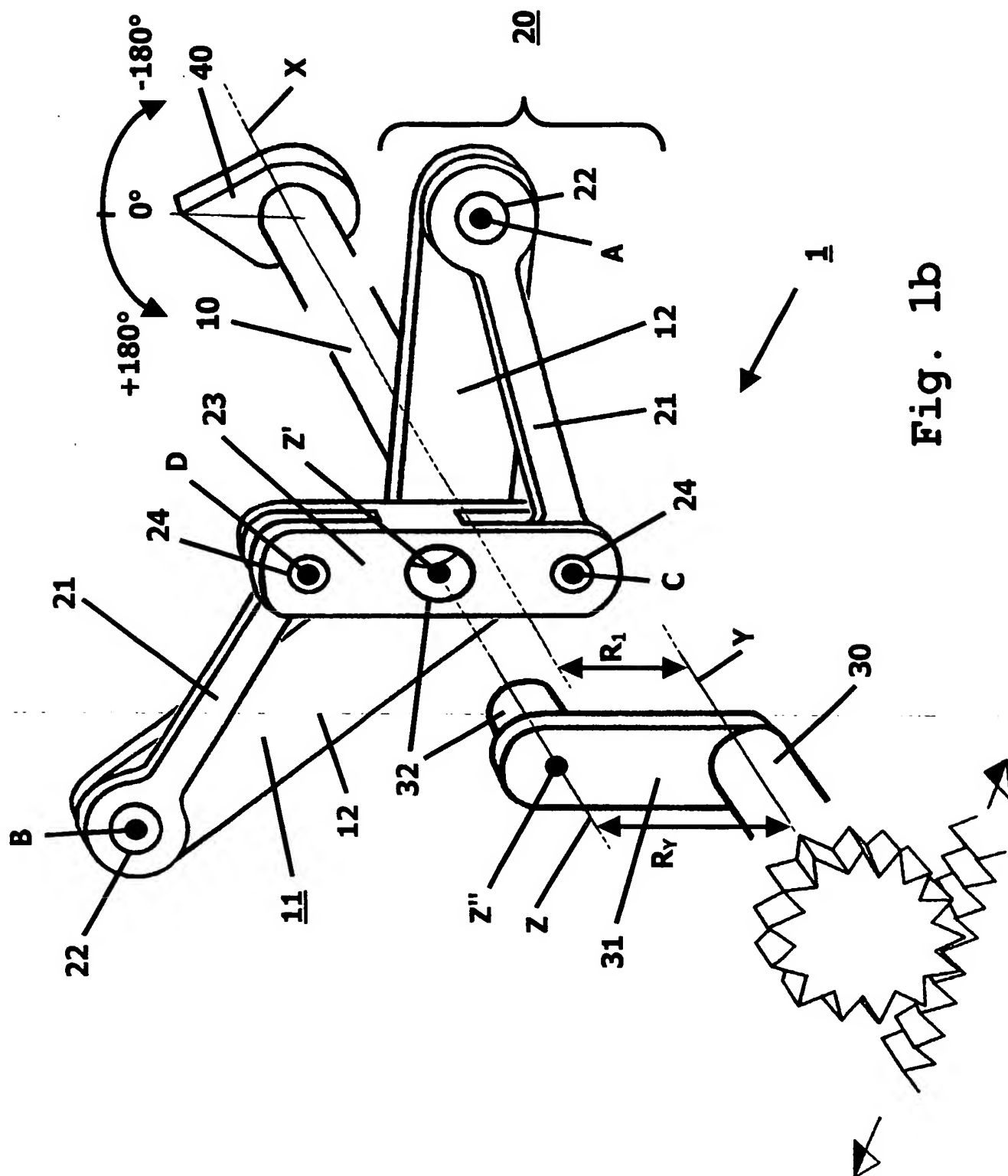


Fig. 1a



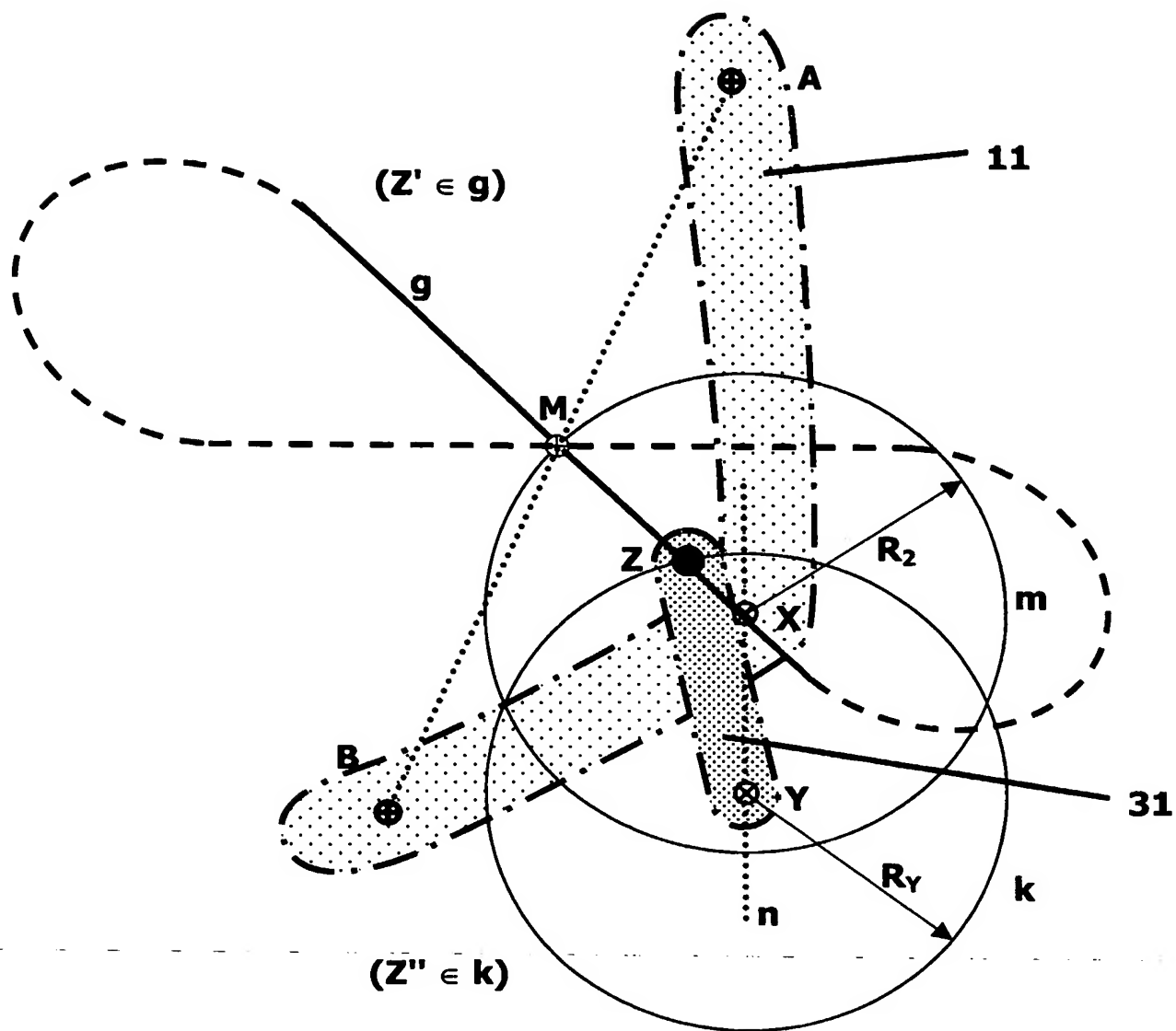
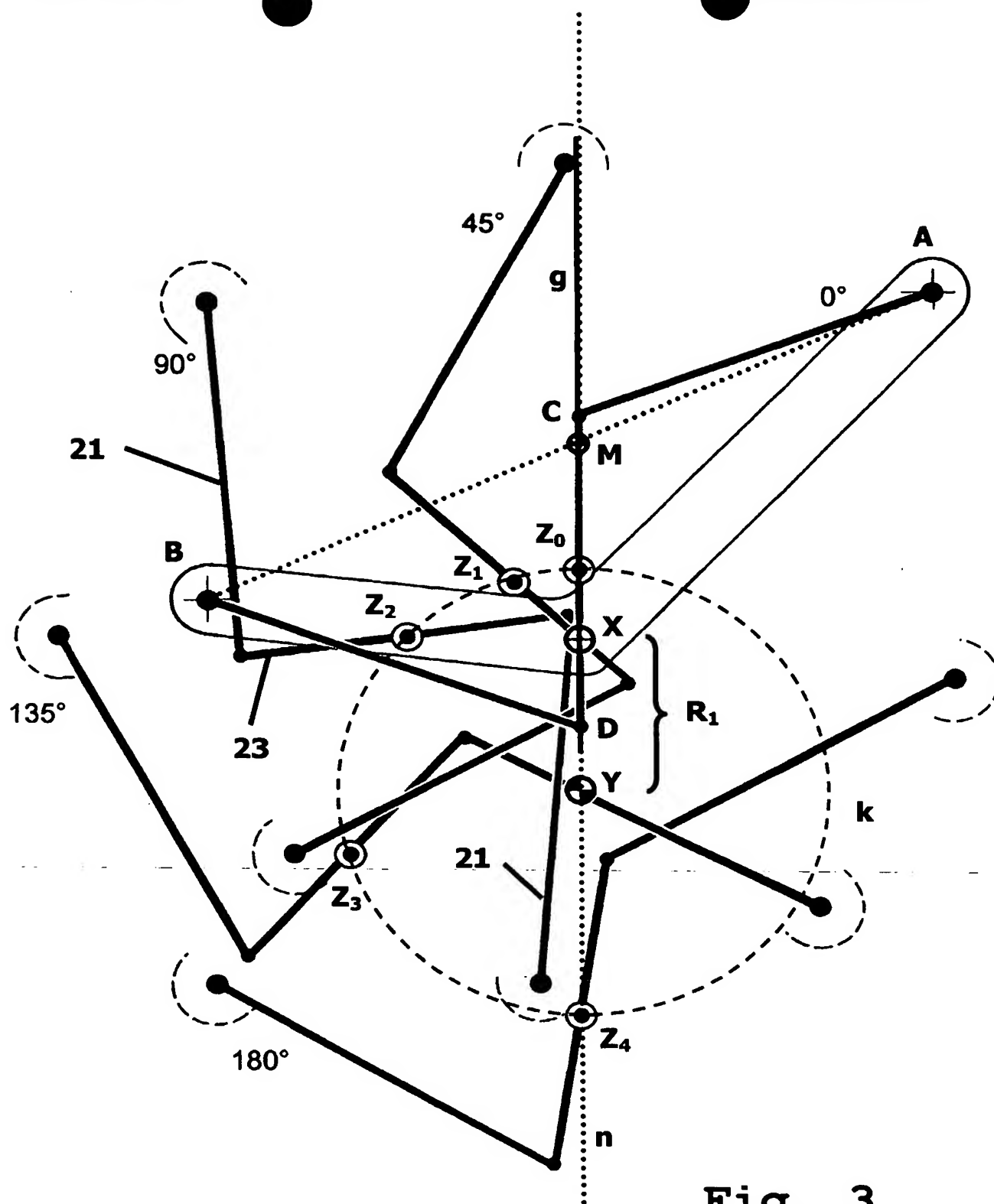


Fig. 2



**Fig. 3**

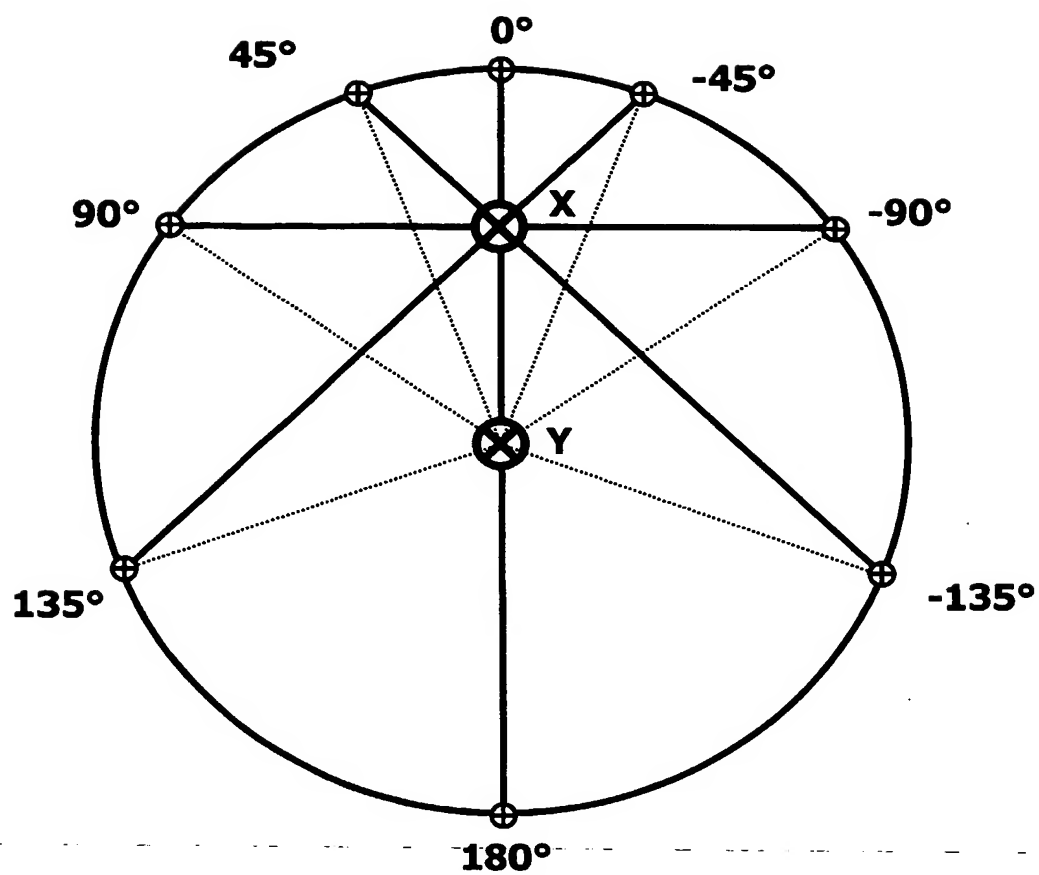


Fig. 4

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/03/00399

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 B62D3/02 B62D1/20 F16H21/34

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 B62D F16H

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the International search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, PAJ, WPI Data

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 6 287 207 B1 (RUI ET AL.) 11 September 2001 (2001-09-11) column 1, line 4 - line 9; figure 4 column 3, line 31 - column 21, line 23; figures	1,2,5,7, 11
A	EP 1 199 244 A (HONDA MOTOR CO LTD) 24 April 2002 (2002-04-24) paragraph '0026! - paragraph '0032!; figures 6,7	2,7,11
A	DE 10 64 829 B (AUGSBURG NUERNBERG A G ZWEIGNI) 3 September 1959 (1959-09-03) the whole document	1,2,5,9, 11
A	GB 2 024 980 A (STEWART G F) 16 January 1980 (1980-01-16) abstract; figures	1,2,10
-/--		



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

## \* Special categories of cited documents:

\*A\* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

\*E\* earlier document but published on or after the international filing date

\*L\* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

\*O\* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

\*P\* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

\*T\* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

\*X\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

\*Y\* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

\*&amp;\* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

18 September 2003

Date of mailing of the international search report

24/09/2003

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Van Der Veen, F.



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/03/00399

## C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	GB 419 842 A (RAYMOND ALEXANDRE BABEL) 20 November 1934 (1934-11-20) the whole document -----	1,2,4
A	EP 0 915 003 B (WANDFLUH AG) 27 February 2002 (2002-02-27) cited in the application paragraph '0001! paragraph '0043! - paragraph '0079!; figures -----	1,2,7,10

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/03/00399

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 6287207	B1	11-09-2001	NONE	
EP 1199244	A	24-04-2002	JP 2002127981 A CN 1349910 A EP 1199244 A1 TW 495460 B US 2002046896 A1	09-05-2002 22-05-2002 24-04-2002 21-07-2002 25-04-2002
DE 1064829	B	03-09-1959	NONE	
GB 2024980	A	16-01-1980	NONE	
GB 419842	A	20-11-1934	NONE	
EP 0915003	B	12-05-1999	EP 0915002 A1 EP 0915003 A1 AT 213707 T BR 9804574 A CN 1217272 A ,B DE 59803181 D1 ES 2172111 T3 JP 3412084 B2 JP 11263232 A US 6203038 B1	12-05-1999 12-05-1999 15-03-2002 24-04-2001 26-05-1999 04-04-2002 16-09-2002 03-06-2003 28-09-1999 20-03-2001

## INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/03/00399

## A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 7 B62D3/02 B62D1/20 F16H21/34

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

## B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierte Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 B62D F16H

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, PAJ, WPI Data

## C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 6 287 207 B1 (RUI ET AL.) 11. September 2001 (2001-09-11) Spalte 1, Zeile 4 - Zeile 9; Abbildung 4 Spalte 3, Zeile 31 - Spalte 21, Zeile 23; Abbildungen	1,2,5,7, 11
A	EP 1 199 244 A (HONDA MOTOR CO LTD) 24. April 2002 (2002-04-24) Absatz '0026! - Absatz '0032!; Abbildungen 6,7	2,7,11
A	DE 10 64 829 B (AUGSBURG NUERNBERG A G ZWEIGNI) 3. September 1959 (1959-09-03) das ganze Dokument	1,2,5,9, 11
A	GB 2 024 980 A (STEWART G F) 16. Januar 1980 (1980-01-16) Zusammenfassung; Abbildungen	1,2,10
-/--		



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

## \* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

- \*A\* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- \*E\* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- \*L\* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- \*O\* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- \*P\* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

\*T\* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

- \*X\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- \*Y\* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
- \*Z\* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

18. September 2003

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

24/09/2003

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2  
NL - 2280 HV Rijswijk  
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,  
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Van Der Veen, F.

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/03/00399

## C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	GB 419 842 A (RAYMOND ALEXANDRE BABEL) 20. November 1934 (1934-11-20) das ganze Dokument -----	1,2,4
A	EP 0 915 003 B (WANDFLUH AG) 27. Februar 2002 (2002-02-27) in der Anmeldung erwähnt Absatz '0001! Absatz '0043! - Absatz '0079!; Abbildungen -----	1,2,7,10

# INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zu dieser Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/03/00399

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 6287207	B1	11-09-2001	KEINE
EP 1199244	A	24-04-2002	JP 2002127981 A 09-05-2002 CN 1349910 A 22-05-2002 EP 1199244 A1 24-04-2002 TW 495460 B 21-07-2002 US 2002046896 A1 25-04-2002
DE 1064829	B	03-09-1959	KEINE
GB 2024980	A	16-01-1980	KEINE
GB 419842	A	20-11-1934	KEINE
EP 0915003	B	12-05-1999	EP 0915002 A1 12-05-1999 EP 0915003 A1 12-05-1999 AT 213707 T 15-03-2002 BR 9804574 A 24-04-2001 CN 1217272 A , B 26-05-1999 DE 59803181 D1 04-04-2002 ES 2172111 T3 16-09-2002 JP 3412084 B2 03-06-2003 JP 11263232 A 28-09-1999 US 6203038 B1 20-03-2001